

10/51/309

Rec'd PTO 15 OCT 2004

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2003 年 10 月 30 日 (30.10.2003)

PCT

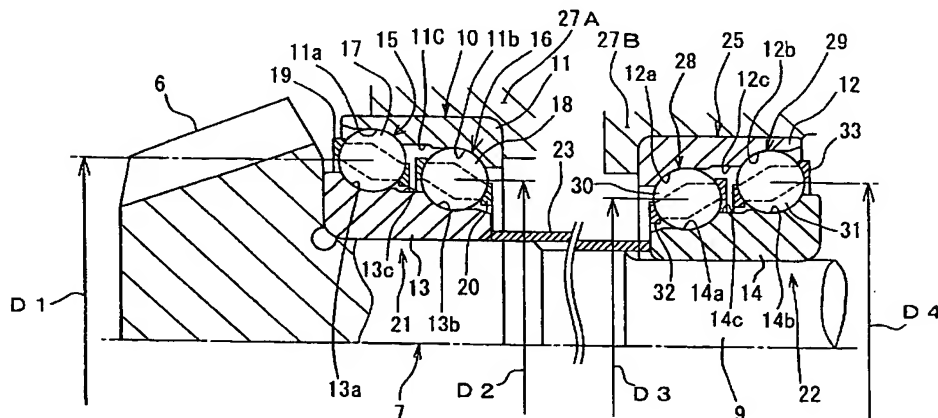
(10) 国際公開番号
WO 03/089798 A1

- (51) 国際特許分類: F16C 19/18, 19/54, F16H 1/04 542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 Osaka (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP03/04907
- (22) 国際出願日: 2003 年 4 月 17 日 (17.04.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2002-117091 2002 年 4 月 19 日 (19.04.2002) JP
特願2002-356933 2002 年 12 月 9 日 (09.12.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 光洋精工株式会社 (KOYO SEIKO CO., LTD.) [JP/JP]; 〒
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 福田 登志郎 (FUKUDA, Toshiro) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 上田 英雄 (UEDA, Hideo) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 川口 敏弘 (KAWAGUCHI, Toshihiro) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 横田 邦彦 (YOKOTA, Kunihiro) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 河村 基司 (KAWAMURA, Motoshi) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府

[続葉有]

(54) Title: DOUBLE-ROW BALL BEARING AND BEARING DEVICE FOR SUPPORTING PINION SHAFT

(54) 発明の名称: 複列玉軸受およびピニオン軸支持用軸受装置



(57) Abstract: A double-row ball bearing rotatably supports a pinion shaft having a pinion gear at its one end. The double-row ball bearing includes an outer ring member having a large diameter raceway surface and a small diameter raceway surface; an inner ring member having a large diameter raceway surface and a small diameter raceway surface corresponding respectively to the large diameter raceway surface and the small diameter raceway surface of the outer ring member; a large diameter-side ball row interposed between both large diameter raceway surfaces; a small diameter-side ball row interposed between both small diameter raceway surfaces; a large diameter-side retainer for retaining the large diameter-side ball row; and a small diameter-side retainer for retaining the small diameter-side ball row. Of both ball rows, the ball row, opposed to the pinion gear receives the load before the pinion gear-side ball row receives it.

(57) 要約: 複列玉軸受は、一端側にピニオンギヤを有するピニオン軸を回転自在に支持する。この複列玉軸受は、大径軌道面と小径軌道面とを有する外輪部材と、前記外輪部材の大径軌道面と小径軌道面とに対応して大径軌道面と小径軌道面とを有する内輪部材と、前記両大径軌道面間に介装される大径側玉列と、両小径軌道面

[続葉有]

WO 03/089798 A1



大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 秋山 宗靖 (AKIYAMA, Muneyasu) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 中下 智徳 (NAKASHITA, Tomonori) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 岡田 和秀 (OKADA, Kazuhide); 〒530-0022 大阪府 大阪市 北区浪花町 1 3 番 3 8 号 千代田ビル北館 Osaka (JP).

(81) 指定国 (国内): US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

間に介装される小径側玉列と、大径側玉列を保持する大径側保持器と、小径側玉列を保持する小径側保持器とを含む。この複列玉軸受け、前記両玉列のうち反ピニオンギヤ側の玉列がピニオンギヤ側の玉列よりも先に荷重を負担する。

明細書

複列玉軸受およびピニオン軸支持用軸受装置

5 技術分野

本発明は複列玉軸受にかかり、より詳しくは、自動車のディファレンシャル装置や四輪駆動用トランスファー装置等を構成するピニオン軸を回転自在に支持するための複列玉軸受に関する。

背景技術

- 10 図21を参照して、従来のディファレンシャル装置100の構成を説明する。ディファレンシャル装置100は、そのディファレンシャルケース101内に、ピニオン軸（ドライブピニオン）102を有し、このピニオン軸102は、その軸方向一端側に差動変速機構107のリングギヤ108に噛合されるピニオンギヤ106を有する。このピニオン軸102はまた、互いに軸心方向に離隔して配置され
- 15 る単列の円錐ころ軸受103、104によって、軸心回りに回転自在に支持されている。ピニオン軸102の軸方向他端側に、不図示のプロペラシャフトに連結されるコンパニオンフランジ105が設けられている。

- 上記ディファレンシャル装置100では、ピニオン軸102を回転自在に支持する軸受装置が、ピニオン軸102をその途中で回転自在に支持する円錐ころ軸受
- 20 103、104からなっている。

- このような構成を有するディファレンシャル装置100においては、円錐ころ軸受103、104の転動体があるため、特に、スラスト荷重の大きなピニオンギヤ106側の円錐ころ軸受103には大きな摩擦抵抗が働く。このため回転トルクが大きくなり、ディファレンシャル装置100の効率が低下すること
- 25 とが考えられる。

発明の開示

- (1)本発明の複列玉軸受は、一端側にピニオンギヤを有するピニオン軸を回転自在に支持するものである。この軸受は、軸方向に大径軌道面と小径軌道面とを有する外輪部材と、前記外輪部材と同心に配置され、かつ、前記大径軌道面と小径軌道面
- 30

とに対応して軸方向に大径軌道面と小径軌道面とを有する内輪部材と、前記両大径軌道面間に介装される大径側玉列と、前記両小径軌道面間に介装される小径側玉列と、前記大径側玉列を保持する大径側保持器と、前記小径側玉列を保持する小径側保持器とを含む。この複列玉軸受は前記ピニオン軸の荷重負荷時に、前記両玉列のうち反ピニオンギヤ側の玉列がピニオンギヤ側の玉列よりも先に荷重を負担するよう、両大径軌道面側および両小径軌道面側の内部隙間が互いに対して異なった大きさに設定されている。

上記構成では、ピニオン軸を支持する軸受の転動体が、玉列であるため、スラスト荷重が特に大きなピニオンギヤ側に対しても大きな摩擦抵抗が働かず、回転トルクが減って、ピニオン軸をディファレンシャル装置に適用した場合、その効率の低下を防止できる。しかし複列玉軸受の場合、円錐ころ軸受にくらべて複列玉軸受の寿命が早期に到来する。そこで、本発明者らは、鋭意研究を重ね、ピニオンギヤ側の玉列と反ピニオンギヤ側の玉列との間で荷重負担のアンバランスがあり、これが両玉列の寿命に影響していることを見出し、本発明を完成できるに至った。

すなわち、本発明は、ピニオン軸に単に複列玉軸受を適用したのではなく、ピニオン軸の荷重負荷時に、前記両玉列のうち反ピニオンギヤ側の玉列がピニオンギヤ側の玉列よりも先に荷重を負担するよう、両大径軌道面側および両小径軌道面側の内部隙間が互いに対して異なった大きさに設定したことに特徴がある。このような特徴を有する構成とした場合、ピニオン軸に荷重が働いた際に、まず反ピニオンギヤ側の内部隙間が詰められて、反ピニオンギヤ側の玉列で主として荷重が支持され、さらに大きな荷重が働いた際には、ピニオンギヤ側玉列における内部隙間が詰められて、ピニオンギヤ側玉列で荷重が負担されるように、玉列間での負荷分担が行われる。したがって、両玉列の寿命がバランス良く平均化されるようになる結果、軸受全体の寿命が延び、前記ディファレンシャル装置に適用した場合の高い効率を長期にわたり維持できるようになった。

上記本発明においては、好ましくは、前記内部隙間を前記反ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間を前記ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間に比べて小さく設定してもよいし、前記反ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間を前記ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間に比べて小さく設定してもよい。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の最良の実施形態を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

図 2 は、同じく要部拡大断面図である。

- 5 図 3 は、同じく複列玉軸受の組付け途中の状態を示す断面図である。

図 4 は、同じく複列玉軸受におけるラジアル内部隙間を表す拡大断面図である。

図 5 は、同じく各複列玉軸受をピニオン軸に装着した場合の線形図である。

図 6 は、横軸をラジアル内部隙間とし縦軸をシステム寿命とした場合のグラフ図である。

- 10 図 7 は、本発明の他の実施形態を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

図 8 は、図 7 のディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置の断面図である。

図 9 は、図 8 のピニオン軸支持用軸受装置の拡大断面図である。

- 15 図 10 は、図 8 のピニオン軸支持用軸受装置のアキシアル内部隙間を示す断面図である。

図 11 は、図 8 のピニオン軸支持用軸受装置の複列玉軸受の組幅を示す断面図である。

- 20 図 12 は、図 8 のピニオン軸支持用軸受装置の複列玉軸受の組幅を示す断面図である。

図 13 は、図 8 のピニオン軸支持用軸受装置の複列玉軸受の組付け途中の状態を示す断面図である。

図 14 は、本発明のさらに他の実施形態を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

- 25 図 15 は、図 14 のディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置の断面図である。

図 16 A は、図 15 のピニオン軸支持用軸受装置の一方のシール部材の拡大断面図である。

- 30 図 16 B は、図 15 のピニオン軸支持用軸受装置の他方のシール部材の拡大断面図である。

図 1 7 は、本発明のさらに他の実施形態を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

図 1 8 は、図 1 7 のディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置の断面図である。

- 5 図 1 9 は、本発明のさらに他の実施形態を示すディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置の断面図である。

図 2 0 は、本発明のさらに他の実施形態を示すディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置の断面図である。

- 10 図 2 1 は、従来例を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明を最良の実施形態に従う複列玉軸受を、車両に付設されるディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置に適用させて説明する。

- 15 図 1 は、ディファレンシャル装置の概略構成を示す断面図、図 2 は要部拡大断面図、図 3 は複列玉軸受の組付け途中の状態を示す断面図、図 4 は複列玉軸受におけるラジアル内部隙間を表す拡大断面図、図 5 は各複列玉軸受をピニオン軸に装着した場合の線形図、図 6 は横軸をラジアル内部隙間とし縦軸をシステム寿命とした場合のグラフ図である。

- 20 図 1 を参照して、ディファレンシャル装置 1 は、ディファレンシャルケース 2 を有する。ディファレンシャルケース 2 は、フロントケース 3 とリヤケース 4 とからなる。フロントケース 3 とリヤケース 4 は、ボルト・ナット 2 a により取付けられている。フロントケース 3 の内方に、軸受装着用の環状壁 2 7 A、2 7 B が形成されている。ディファレンシャルケース 2 は、左右の車輪を差動
25 連動する差動変速機構 5、一側にピニオンギヤ 6 を有するピニオン軸（ドライブピニオン） 7 を内装している。ピニオンギヤ 6 は、差動変速機構 5 のリングギヤ 8 に噛合されている。ピニオン軸 7 の軸部 9 は、一側に比べて他側ほど小径となるよう段状に形成されている。

- 30 ピニオン軸 7 の軸部 9 は、その一側を、複列玉軸受 1 0 を介してフロントケース 3 に形成された環状壁 2 7 A に、軸心回りに回転自在に支持されている。ピニオ

ン軸 7 の軸部 9 は、その他側を複列玉軸受 25 を介してフロントケース 3 の環状壁 27B に軸心回りに回転自在に支持されている。

図 2 を参照して、複列玉軸受 10 は、ピニオン側の大径軌道面 11a および反ピニオン側の小径軌道面 11b を有する外輪部材 11 と、第一の組品 21 とから構成されている。第一の組品 21 は、外輪部材 11 に対してピニオン側から反ピニオン側に向けて軸心方向から組付けられる。外輪部材 11 は、環状壁 27A の内周面に嵌着されている。外輪部材 11 には肩おとし外輪が用いられる。外輪部材 11 の大径軌道面 11a と小径軌道面 11b との間に、小径軌道面 11b より大径で大径軌道面 11a に連続する平面部 11c が形成されている。この構成により、外輪部材 11 の内周面は段状に形成されている。

図 3 を参照して、第一の組品 21 は、外輪部材 11 の大径軌道面 11a に径方向で対向する大径軌道面 13a、および小径軌道面 11b に径方向で対向する小径軌道面 13b を有する内輪部材 13 と、ピニオン側の大径側玉列 15 と反ピニオン側の小径側玉列 16 それぞれを構成する玉 17, 18 を保持する保持器 19, 20 とから構成されている。

内輪部材 13 には肩おとし内輪が用いられる。内輪部材 13 は、ピニオン軸 7 に挿通されている。内輪部材 13 の軸方向一方側端面は、ピニオンギヤ 6 の端面に軸方向から当接している。内輪部材 13 は、ピニオンギヤ 6 の端面と、ピニオン軸 7 の軸部 9 の途中に外嵌された予圧設定用の塑性スペーサ 23 とで軸方向から挟まれている。

内輪部材 13 の大径軌道面 13a と小径軌道面 13b との間に、小径軌道面 13b より大径で大径軌道面 13a に連続する平面部 13c が形成されている。この構成により、内輪部材 13 の外周面は段状に形成されている。

図 4 を参照して、大径側玉列 15 は、大径軌道面 11a と大径軌道面 13a との間に、所定のラジアル内部隙間 $\alpha 1$ を介して配置されている。小径側玉列 16 は、小径軌道面 11b と小径軌道面 13b との間に、ラジアル内部隙間 $\alpha 1$ より小さい所定のラジアル内部隙間 $\beta 1$ を介して配置されている。

複列玉軸受 10 において、大径側玉列 15 の各玉 17 の径と、小径側玉列 16 の各玉 18 の径とは等しく形成されている。各玉列 15, 16 のピッチ円直径 $D 1$, $D 2$ はそれぞれ異なっている。大径側玉列 15 のピッチ円直径 $D 1$ は、小径側玉列 16 のピッチ円直径 $D 2$ より大きく設定されている。ピッチ円直径 $D 1$, $D 2$ が異なる玉列

15, 16を有する複列玉軸受10は、特にタンデム型の複列玉軸受と称される。

図2を参照して、複列玉軸受25は、ピニオン側の小径軌道面12aおよび反ピニオン側の大径軌道面12bを有する外輪部材12と、第二の組品22とから構成されている。第二の組品22は外輪部材12に反ピニオン側からピニオン側へ向けて軸方向から組付けられる。外輪部材12には、大径軌道面12aと小径軌道面12bとの間に、小径軌道面12bより大径で大径軌道面12aに連続する平面部12cが形成されている。この構成により、複列玉軸受25の外輪部材12の内周面は段状に形成されている。外輪部材12は、環状壁27Bの内周面に嵌着されている。外輪部材12として、肩おとし外輪が用いられている。

- 10 第二の組品22は、外輪部材12の小径軌道面12aに径方向で対向する小径軌道面14a、および大径軌道面12bに径方向で対向する大径軌道面14bを有する内輪部材14と、ピニオン側の小径側玉列28および反ピニオン側の大径側玉列29と、各玉列28, 29を構成する玉30, 31を円周方向等配に保持する保持器32, 33とから構成されている。内輪部材14として肩おとし内輪が用いられている。
- 15 部材14は、ピニオン軸7に挿通され、内輪部材14は、予圧設定用の塑性スペーサ23と遮蔽板37とで軸方向から挟まれている。

小径軌道面14aと大径軌道面14bとの間に、大径軌道面14bより小径で小径軌道面14aに連続する平面部14cが形成されている。この構成により、第一の内輪部材14の外周面は段状に形成されている。

- 20 図4を参照して、小径側玉列28は、小径軌道面12aと小径軌道面14aとの間に、所定のラジアル内部隙間 α 2を介して配置されている。大径側玉列29は、大径軌道面12bと大径軌道面14bとの間に、所定のラジアル内部隙間 α 2より小さい所定のラジアル内部隙間 β 2を介して配置されている。

- 25 複列玉軸受25において、小径側玉列28の玉30の径と大径側玉列29の玉31の径とは等しく形成されている。各玉列28, 29のピッチ円直径D3, D4はそれぞれ異なっている。小径側玉列28のピッチ円直径D3は、大径側玉列29のピッチ円直径D4より小さく設定されている。複列玉軸受25もタンデム型の複列玉軸受である。

- 30 フロントケース3の外壁と環状壁27Aとの間に、オイル循環路40が形成されている。オイル循環路40のオイル入口41は、オイル循環路40のリン

グギヤ 8 側に開口されている。オイル循環路 40 のオイル出口 42 は、環状壁 27A と環状壁 27B との間に開口されている。

5 ディファレンシャル装置 1 は、コンパニオンフランジ 43 を有する。コンパニオンフランジ 43 は、胴部 44 と、胴部 44 に一体的に形成されるフランジ部 45 とを有する。コンパニオンフランジ 43 の胴部 44 は、ピニオン軸 7 の軸部 9 の他側すなわち不図示のドライブシャフト側に外嵌される。コンパニオンフランジ 43 の胴部 44 の一側端面と複列玉軸受 25 の内輪部材 14 端面との間に、遮蔽板 37 が介装されている。コンパニオンフランジ 43 の胴部 44 の外周面とフロントケース 3 の他側開口内周面との間に、オイルシール 46 が配置されている。オイルシール 46 を覆うためのシール保護カップ 47 が、フロントケース 3 の他側開口部に取付けられている。軸部 9 の他側外端部にねじ部 48 が形成されている。ねじ部 48 は、フランジ部 45 の中心凹部 43a に突出している。ねじ部 48 に、ナット 49 が螺着されている。

15 ねじ部 48 にナット 49 が螺着されることで、複列玉軸受 10、25 それぞれの内輪部材 13、14 が、ピニオンギヤ 6 の端面とコンパニオンフランジ 43 の端面とで軸方向に挟み込まれ、遮蔽板 37 および塑性スペーサ 23 を介して、複列玉軸受 10、25 に対して所定の予圧が付与された状態となる。

20 上記構成のディファレンシャル装置 1 では、ディファレンシャルケース 2 内には、潤滑用のオイル 50 が運転停止状態においてレベル L にて貯留されている。オイル 50 は、運転時にリングギヤ 8 の回転に伴って跳ね上げられ、フロントケース 3 内のオイル循環路 40 を通って複列玉軸受 10、25 間に供給されるように導かれ、複列玉軸受 10、25 を潤滑し、再びディファレンシャルケース 2 内を循環する。ディファレンシャルケース 2 内をオイル 50 を循環させることで軸受を潤滑させる形式はオイル潤滑型と呼ばれる。

25 ディファレンシャル装置 1 の組立方法を説明する。

30 ディファレンシャル装置 1 を組立てるに際して、複列玉軸受 10 を予め組立てて、大径側玉列 15 と、外輪部材 11 の大径軌道面 11a と内輪部材 13 の大径軌道面 13a との間のラジアル内部隙間 $\alpha 1$ を調節しておく。また、小径側玉列 16 と、外輪部材 11 の小径軌道面 11b および内輪部材 13 の小径軌道面 13b との間のラジアル内部隙間 $\beta 1$ を調節しておく。この際、ラジアル内部隙間 $\alpha 1$ に比べてラジアル内

部隙間 $\beta 1$ が小さくなるよう、ラジアル内部隙間 $\alpha 1$, $\beta 1$ の管理をしておく。

ディファレンシャル装置 1 を組立てるに際して、複列玉軸受 2 5 を予め組立てて、小径側玉列 2 8 と、外輪部材 1 2 の小径軌道面 1 2 a と内輪部材 1 4 の小径軌道面 1 4 a との間のラジアル内部隙間 $\alpha 2$ を調節しておく。また、大径側玉列 2 9 と、外輪部材 1 2 の大径軌道面 1 2 b と内輪部材 1 4 の大径軌道面 1 4 b との間のラジアル内部隙間 $\beta 2$ を調節しておく。この際、ラジアル内部隙間 $\alpha 2$ に比べてラジアル内部隙間 $\beta 2$ が小さくなるよう、ラジアル内部隙間 $\alpha 2$, $\beta 2$ の管理をしておく。

また、複列玉軸受 1 0、2 5 それぞれの外輪部材 1 1、1 2 を環状壁 2 7 A, 2 7 B に圧入しておく。これとは別に、複列玉軸受 1 0 の第一の組品 2 1 における内輪部材 1 3 をピニオン軸 7 に挿通して、第一の組品 2 1 をピニオン軸 7 の軸部 9 のピニオンギヤ 6 側に位置させておく。

次に、フロントケース 3 とリヤケース 4 とを未だ分離させた状態で、複列玉軸受 1 0 の外輪部材 1 1 を、フロントケース 3 に組込む。このとき、外輪部材 1 1 を、フロントケース 3 の一側開口から環状壁 2 7 A に形成されている段部に当たる軸心方向所定位置まで圧入する。また、複列玉軸受 2 5 の外輪部材 1 2 を、フロントケース 3 の他側開口から、環状壁 2 7 B に形成されている段部に当たる軸心方向所定位置まで圧入する。

上記のようにして第一の組品 2 1 を取付けたピニオン軸 7 を、その小径側から、またフロントケース 3 の一側開口から、第一の組品 2 1 の小径側玉列 1 6 の玉 1 8 が外輪部材 1 1 の小径軌道面 1 1 b に嵌合するよう、かつ第一の組品 2 1 の大径側玉列 1 5 の玉 1 7 が外輪部材 1 1 の大径軌道面 1 1 a に嵌合するよう挿入する。

次に、塑性スペーサ 2 3 を、フロントケース 3 の他側開口からピニオン軸 7 の軸部 9 に外嵌挿入する。続いて、第二の組品 2 2 の内輪部材 1 4 をフロントケース 3 の他側開口からピニオン軸 7 の軸部 9 に挿通装着する。

その後、遮蔽板 3 7 をフロントケース 3 の他側開口からピニオン軸 7 の軸部 9 に挿通し、続いてオイルシール 4 6 を装着し、シール保護カップ 4 7 をフロントケース 3 の他側開口部に取付け、シール保護カップ 4 7 にコンパニオンフランジ 4 3 の胴部 4 4 を挿通してその端面を遮蔽板 3 7 に当接させる。続いて、軸部 9 のねじ部 4 8 にナット 4 9 を螺着する。これによって、第一の組品 2 1 の玉 1 7, 1 8 と第二

の組品 2 2 の玉 3 0, 3 1 それぞれに所定の予圧が付与される。大径側玉列 1 5 および小径側玉列 2 8 は、各複列玉軸受 1 0, 2 5 において、それぞれピニオン側に配置されているため、小径側玉列 1 6 および大径側玉列 2 9 に比べて大きな荷重が働く。

ここで、大径側玉列 1 5, 小径側玉列 1 6 をそれぞれ HL, HS と表し、小径側玉列 2 8, 大径側玉列 2 9 をそれぞれ TS, TL と表した場合の各玉列 1 5, 1 6, 2 8, 2 9 におけるラジアル内部隙間とシステム寿命の関係を、表 1 に示す。

【表 1】

予圧付与する 玉列	予圧付与しない 玉列	ラジアル隙間 (μm) $\alpha 1, \alpha 2, \beta 1, \beta 2$		
		0	10	20
		システム寿命 (km)		
HL TL	HS TS	26254	23248	20716
HS TS	HL TL	31915	29411	26531
HS TL	HL TS	33155	30921	28228
	HL HS TS TL	31214	31214	31214

図 6 は横軸をラジアル内部隙間 $\alpha 1, \alpha 2, \beta 1, \beta 2$ (μm) とし、縦軸をシステム寿命 (km) とした場合のグラフを示す。この図において実線 a は HL, TL に予圧を付与した (HS, TS に予圧を付与しない) 場合を示し、破線 b は HS, TS に予圧を付与した (HL, TL に予圧を付与しない) 場合を示し、二点鎖線 c は HS, TL に予圧を付与した (HL, TS に予圧を付与しない) 場合を示し、一点鎖線 d は HL, HS, TS, TL の何れにも予圧を付与しない場合を示している。

上記表 1 および図 6 から、HL, HS, TS, TL の何れにも予圧を付与しない場合を基準とすると、もっともシステム寿命が長いのは、HS (小径側玉列 1 6), TL (大径側玉列 2 9) に予圧を付与して HL (大径側玉列 1 5), TS (小径側玉列 2 8) に予圧を付与しない場合 (二点鎖線 c) であることがわかる。

上述のように HL, TS は、各複列玉軸受 1 0, 2 5 においてそれぞれピニオン側

に位置する大径側玉列 15、小径側玉列 28 であり、HS、TL は、各複列玉軸受 10、25 においてそれぞれ反ピニオン側に位置する小径側玉列 16、大径側玉列 29 である。複列玉軸受 10、25 をディファレンシャル装置 1 に適用させた場合、HL (大径側玉列 15)、TS (小径側玉列 28) の方が HS (小径側玉列 16)、TL (大径側玉列 29) に比べて荷重条件が厳しい。そこで、大径側玉列 15、小径側玉列 28 のラジアル内部隙間 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ を、小径側玉列 16、大径側玉列 29 のラジアル内部隙間 $\beta 1$ 、 $\beta 2$ よりも大きくすることで、各複列玉軸受 10、25 に荷重が負荷された場合に、まず小径側玉列 16、大径側玉列 29 でその荷重を負担する。さらに大きな荷重が働いた際に、大径側玉列 15、小径側玉列 28 におけるラジアル内部隙間 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ が詰められて荷重を負担し、これによって荷重の負担が大径側玉列 15、小径側玉列 28、小径側玉列 16、大径側玉列 29 に振分けられる。このように大きな荷重がピニオン軸 7 に働いた場合、荷重の負担が各玉列 15、16 に振分けられるため、各複列玉軸受 10、25 のシステム寿命、特に大径側玉列 15、小径側玉列 28 の寿命を延ばすことができる。

15 なお、表 1 および図 6 からラジアル内部隙間 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ の値が $20 \mu\text{m}$ になるとシステム寿命が低下することがわかる。このため、ラジアル内部隙間 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ は、好ましくは $10 \mu\text{m}$ 以内の値に抑えるよう設定する。

さらにこの実施形態では、反ピニオン 6 側に比べて大きな荷重が働くピニオンギヤ 6 側の玉軸受として、摩擦抵抗の小さい複列玉軸受 10 を用いている。これにより、
20 従来用いていた円錐ころ軸受に比べて回転トルクが小さくなり、ディファレンシャル装置 1 の効率を向上させることができる。しかも、単列の玉軸受でなく、複列の玉軸受を用いたことにより、単列の玉軸受に比べて負荷容量を大きくすることができ、十分な支持剛性が得られる。

加えて、複列玉軸受 10 として、ピニオンギヤ 6 側の小径側玉列 15 のピッチ
25 円直径 $D 1$ を、大径側玉列 16 のピッチ円直径 $D 2$ に比べて大きくしたタンデム型の複列玉軸受を用いたことにより、両列の玉 17、18 が同径であれば、より大きな荷重が働くピニオンギヤ 6 側の小径側玉列 16 における玉 17 の数を増加させることができ、このため軸受としての負荷能力が向上する。

上記実施形態では、複列玉軸受 10、25 を、車両のディファレンシャル装置 1
30 のピニオン軸支持用軸受装置に用いた例を示した。しかし、これに限定されるも

のではない。すなわち、軸あるいはハウジングの一方に複列玉軸受の構成部品である一方の軌道輪を取付けておき、軸あるいはハウジングの他方に複列玉軸受の他の構成部品を組付けて、軸をハウジングに対して挿通する構成の装置であれば適用可能である。

- 5 本発明は、複列転がり軸受として、三列あるいはそれ以上の玉列ないしころ群を有した構成であってもよい。この構成の場合も、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル内部隙間を、複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル内部隙間に比べて小さく設定するとよい。
- 10 以上の説明から明らかな通り、本発明によれば、特に、複列玉軸受の玉の寿命を平均化して、複列転がり軸受全体の寿命を延ばすことができる。

(他の実施形態)

本発明の他の実施形態に係る複列転がり軸受を、ディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置に適用し、図7ないし図13を参照して説明する。

- 15 この実施形態では、図1に示した実施形態の複列玉軸受25に代えて、単列玉軸受25が使用されている。1はディファレンシャル装置、2は、ディファレンシャルケース、3は、フロントケース、4は、リヤケース、2aは、ボルト・ナット、27A、27Bは、環状壁、5は、差動変速機構、6は、ピニオンギヤ、7は、ピニオン軸、8は、リングギヤ、9はピニオン軸7の軸部を示す。10は、タンデム型の複列玉軸受、40は、オイル循環路、41は、オイル入口、42は、オイル出口を示す。
- 20

- 図8を参照して、複列玉軸受10は、図2に示したそれと同様に、ピニオンギヤ側の大径軌道面11aおよび反ピニオンギヤ側の小径軌道面11bを有する外輪部材11と、大径軌道面11aに径方向で対向する大径軌道面13aおよび小径軌道面11bに径方向で対向する小径軌道面13bを有する内輪部材13と、複列の転動体としてピニオンギヤ側の大径側玉列15および反ピニオンギヤ側の小径側玉列16と、各玉列15、16を構成する玉17、18を円周方向等配位置に保持する保持器19、20とから構成されている。
- 25

- 30 図9を参照して、複列玉軸受10の外輪部材11として、肩おとし外輪が

用いられている。外輪部材 1 1 の大径軌道面 1 1 a と小径軌道面 1 1 b との間に、小径軌道面 1 1 b より大径で大径軌道面 1 1 a に連続する平面部 1 1 c が形成されている。この構成により、外輪部材 1 1 の内周面は段状に形成されている。

- 5 内輪部材 1 3 として肩おとし内輪が用いられている。内輪部材 1 3 の大径軌道面 1 3 a と小径軌道面 1 3 b との間に、小径軌道面 1 3 b より大径で大径軌道面 1 3 a に連続する平面部 1 3 c が形成されている。この構成により、内輪部材 1 3 の外周面は段状に形成されている。

- 10 複列玉軸受 1 0 において、大径側玉列 1 5 における玉 1 7 の径と、小径側玉列 1 6 における玉 1 8 の径とは等しく形成され、各玉列 1 5, 1 6 のピッチ円直径 D_1 , D_2 はそれぞれ異なる。大径側玉列 1 5 のピッチ円直径 D_1 は、小径側玉列 1 6 のピッチ円直径 D_2 より大きく設定されている。ピッチ円直径 D_1 , D_2 が異なる玉列 1 5, 1 6 を有する複列玉軸受 1 0 は、タンデム型の複列玉軸受と称される。

- 15 単列玉軸受 2 5 は、単列のアンギュラ玉軸受であり、外輪軌道面 1 2 a を有する外輪部材 1 2 と、外輪軌道面 1 2 a に径方向で対向する内輪軌道面 1 4 a を有する内輪部材 1 4 と、単列の転動体としての玉列 2 8 と、玉列 2 8 を構成する玉 3 0 を円周方向等配に保持する保持器 3 2 とから構成されている。

- 20 図 1 0 を参照して、複列玉軸受 1 0 のアキシアル内部隙間について説明する。アキシアル内部隙間は、一例として、内外輪部材の一方として内輪部材 1 3 を固定し、他方として外輪部材 1 1 を軸方向に動かした場合の移動量をいう。外輪部材 1 1 を軸方向に移動させて、小径軌道面 1 1 b を小径側玉列 1 6 に接した状態で、大径軌道面 1 1 a と大径側玉列 1 5 との間に軸方向の隙間 γ が生じる。

すなわち、大径側玉列 1 5 のアキシアル内部隙間は、小径側玉列 1 6 のアキシアル内部隙間より、寸法 γ 分だけ大きく設定されている。

- 図 1 1 に示すように、小径側玉列 1 6 のみを装着した状態で、小径軌道面 1 1 b が小径側玉列 1 6 に接するように外輪部材 1 1 を軸方向に移動させ、
30 外輪部材 1 1 と内輪部材 1 3 との軸方向両端間の最大幅寸法を組幅 δ_1 とす

る。

また、図 1 2 に示すように、大径側玉列 1 5 のみを装着した状態で、大径軌道面 1 1 a が大径側玉列 1 5 に接するように外輪部材 1 1 を軸方向に移動させ、外輪部材 1 1 と内輪部材 1 3 の軸方向両端間の最大幅寸法を組幅 $\delta 2$ とする。

大径側玉列 1 5 のアキシアル内部隙間が、小径側玉列 1 6 のアキシアル内部隙間より、寸法 γ 分だけ大きく設定されていることから、小径側玉列 1 6 の組幅 $\delta 1$ と、大径側玉列 1 5 の組幅 $\delta 2$ は、

$$\delta 1 > \delta 2 \cdots \textcircled{1}$$

10 の関係を満たしている。

なお、単列玉軸受 2 5 の玉列 2 8 については、例えば、複列玉軸受 1 0 の小径側玉列 1 6 と同等のアキシアル内部隙間に設定しておく。

次に、このようなディファレンシャル装置 1 の組立方法を説明する。ディファレンシャル装置 1 の組立てに際して、複列玉軸受 1 0 を仮組立てし、上記式①を満たすようにアキシアル内部隙間の管理をしておく。単列玉軸受 2 5 も同様に仮組立てし、アキシアル内部隙間の管理をしておく。

まず、フロントケース 3 とリヤケース 4 とを未だ分離させた状態で、複列玉軸受 1 0 の外輪部材 1 1 を、フロントケース 3 の大径開口から、環状壁 2 7 A に形成されている段部に当たる軸心方向所定位置まで圧入する。また、単列玉軸受 2 5 の外輪部材 1 2 を、フロントケース 3 の小径開口から、環状壁 2 7 B に形成されている段部に当たる軸心方向所定位置まで圧入する。

これとは別に、複列玉軸受 1 0 の内輪部材 1 3、玉列 1 5、1 6、保持器 1 9、2 0 からなる組品 2 1 を、その内輪部材 1 3 をピニオン軸 7 に外嵌させ、組品 2 1 をピニオン軸 7 の軸部 9 のピニオンギヤ側に位置させておく。

25 組品 2 1 を取付けたピニオン軸 7 を、その小径側から、またフロントケース 3 の大径開口から、組品 2 1 の小径側玉列 1 6 の玉 1 8 が外輪部材 1 1 の小径軌道面 1 1 b に転接するよう、かつ組品 2 1 の大径側玉列 1 5 の玉 1 7 が外輪部材 1 1 の大径軌道面 1 1 a に嵌合するよう挿入する（図 1 3 参照）。

次に、塑性スペーサ 2 3 を、フロントケース 3 の小径開口からピニオン軸 30 7 の軸部 9 に外嵌する。続いて、単列玉軸受 2 5 の内輪部材 1 4、玉列 2 8、

保持器 3 2 からなる組品を、その内輪部材 1 4 をフロントケース 3 の小径開口からピニオン軸 7 の軸部 9 に外嵌挿通し、組品 2 2 の玉列 2 8 を外輪部材 1 2 の外輪軌道面 1 2 a に嵌合させる。

その後、遮蔽板 3 7 をフロントケース 3 の小径開口からピニオン軸 7 の軸部 9 に外嵌し、コンパニオンフランジ 4 3 の胴部 4 4 を軸部 9 にスプライン嵌合してその端面を遮蔽板 3 7 に当接させる。その後オイルシール 4 6 を装着し、シール保護カップ 4 7 をフロントケース 3 の小径開口部に取り付ける。続いて、軸部 9 のねじ部 4 8 にナット 4 9 を螺着することで、複列玉軸受 1 0 の組品 2 1 における玉 1 7, 1 8、および単列玉軸受 2 5 の組品における玉 3 0 に所定の予圧を付与する。

すなわち、ねじ部 4 8 にナット 4 9 が螺着されることで、複列玉軸受 1 0 の内輪部材 1 3 および単列玉軸受 2 5 の内輪部材 1 4 がピニオンギヤ 6 の端面とコンパニオンフランジ 4 3 の端面とで軸方向に挟み込まれ、遮蔽板 3 7 および塑性スペーサ 2 3 を介して、複列玉軸受 1 0 の玉 1 7, 1 8 および単列玉軸受 2 5 の玉 3 0 に対して所定の予圧が付与された状態となる。

ここで、予圧を付与した状態での複列玉軸受 1 0 の大径側玉列 1 5 のアキシアル内部隙間 A、小径側玉列 1 6 のアキシアル内部隙間 B、単列玉軸受 2 5 の玉列 2 8 のアキシアル内部隙間 C とすると、例えば、

$$A = +10 \text{ } [\mu\text{m}] \text{ (正の隙間)}$$

$$B = -30 \text{ } [\mu\text{m}] \text{ (負の隙間)}$$

$$C = -30 \text{ } [\mu\text{m}] \text{ (負の隙間)}$$

となる。

なお、上記値は一例であり、これに限るものではない。

上記構成のディファレンシャル装置 1 では、ディファレンシャルケース 2 内には、潤滑用のオイルが運転停止状態においてレベル L にて貯留されている。オイルは、運転時にリングギヤ 8 の回転に伴って跳ね上げられ、フロントケース 3 内のオイル循環路 4 0 を通って複列玉軸受 1 0 および単列玉軸受 2 5 の上部に供給されるように導かれ、複列玉軸受 1 0 および単列玉軸受 2 5 を潤滑し、再びディファレンシャルケース 2 内を循環する。

このように、複列玉軸受 1 0 において各列の玉列 1 5, 1 6 のうち、負荷

の大きいピニオンギヤ側に配置される大径側玉列 1 5 とその軌道面 1 1 a ,
1 3 a との間のアキシアル内部隙間を、負荷の小さい反ピニオンギヤ側に配
置される小径側玉列 1 6 とその軌道面 1 1 b , 1 3 b との間のアキシアル内
部隙間に比べて、寸法 γ 分だけ大きく設定してある。従って、予圧を付与し
5 た状態で、大径側玉列 1 5 のアキシアル内部隙間 A は正の隙間となり、小径
側玉列 1 6 のアキシアル内部隙間 B は負の隙間となる。これにより、玉列 1
5 , 1 6 で荷重を負担する際に、まず負荷が小さい反ピニオンギヤ側に配置
される玉列 1 6 でラジアル荷重とアキシアル荷重とを支持し、負荷の大きい
ピニオンギヤ側に配置される玉列 1 5 では主としてラジアル荷重を支持する。
10 よって、ピニオンギヤ側に配置される玉列 1 5 と、反ピニオンギヤ側に配置
される玉列 1 6 とにより荷重支持の分担がなされ、各玉列 1 5 , 1 6 の寿命
が平均化され、複列玉軸受 1 0 全体のシステム寿命を延長することができる。

複列玉軸受 1 0 の大径側玉列 1 5 に大きな負荷がかからないので、大径側
玉列 1 5 の径を大きくする必要がなく、装置の小型化が図ることができる。

15 単列玉軸受 2 5 の玉列 2 8 のアキシアル内部隙間と、複列玉軸受 1 0 の小
径側玉列 1 6 のアキシアル内部隙間とを略同一の大きさとしたので、玉列 1
6 , 2 8 にバランス良く荷重が働くようになり、システム寿命をいっそう向
上させることができる。

この実施形態におけるピニオン軸支持用軸受装置では、反ピニオンギヤ側
20 に比べて大きな荷重が働くピニオンギヤ側の玉軸受として、摩擦抵抗の小さ
い複列玉軸受 1 0 を用いている。これにより、従来用いていた円錐ころ軸受
に比べて回転トルクが小さくなり、ディファレンシャル装置 1 の効率を向上
させることができる。しかも、単列の玉軸受でなく、複列の玉軸受を用いたこ
とにより、単列の玉軸受に比べて負荷容量を大きくすることができ、十分な支
25 持剛性が得られる。

複列玉軸受 1 0 として、ピニオンギヤ側の大径側玉列 1 5 のピッチ円直径 D
1 を、小径側玉列 1 6 のピッチ円直径 D 2 に比べて大きくしたタンデム型のア
ンギュラ玉軸受を用いたことにより、両列の玉 1 7 , 1 8 が同径であれば、ピ
ニオンギヤ側の大径側玉列 1 5 における玉 1 7 の数を小径側玉列 1 6 の玉 1
30 8 に比べてを増加させることができ、このため、複列玉軸受 1 0 は、大きな負

荷に耐え得る。

なお、反ピニオンギヤ側の玉軸受 25 は、単列のアンギュラ玉軸受に限らない。例えば、反ピニオンギヤ側の玉列のピッチ円直径が、ピニオンギヤ側の玉列のピッチ円直径より大きく設定されたタンデム型の複列アンギュラ玉
5 軸受、あるいは複列玉軸受 10 とで背面組合せ軸受を構成する円すいころ軸受を用いることも可能である。

本発明の変形例を図 14、図 15、図 16 A および図 16 B に示す。上述の実施形態における複列玉軸受 10、25 はオイル潤滑型であった。これに対し、この変形例におけるディファレンシャル装置 1 に用いられる軸受は、グリース
10 潤滑型とされる。従って、ディファレンシャルケース 2 内に、図 1 で示したオイル循環路 40 を有しない。

図 14 および図 15 を参照して、本変形例のピニオン軸支持用軸受装置は、ピニオンギヤ側の複列玉軸受 10 としてタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受を用い、反ピニオンギヤ側の単列玉軸受 25 として単列のアンギュラ玉軸
15 受を用い、複列玉軸受 10 と単列玉軸受 25 の間にグリース G を充填している。

複列玉軸受 10 は、互いに軸方向に離隔した一对の外輪軌道面 11 a, 11 b を有する外輪部材 11 と、一对の内輪軌道面 13 a, 13 b を有した内輪部材 13 と、各々保持器 19, 20 にて円周方向等配に保持された 2 列の玉
20 列 15, 16 とからなる。

単列玉軸受 25 は、外輪軌道面 12 a を有した外輪部材 12 と、内輪軌道面 14 a を有した内輪部材 14 と、保持器 32 にて円周方向等配に保持された玉列 28 とからなる。

複列玉軸受 10 のピニオンギヤ側端部ならびに単列玉軸受 25 の反ピニオンギヤ側端部に、シール部材 50, 51 が設けられている。これらシール部材 50, 51 によって複列玉軸受 10 と単列玉軸受 25 の間に、グリース G が
25 充填された状態で密封されている。

複列玉軸受 10 は、前記式①の関係を満たすように、アキシアル内部隙間を管理されている。また、単列玉軸受 25 のアキシアル内部隙間は、複列玉
30 軸受 10 の小径側玉列 16 側と同等のアキシアル内部隙間に設定しておく。

複列玉軸受 10 のピニオンギヤ側端部に配置されるシール部材 50 として、オイルシールと呼ばれるタイプが用いられ、単列玉軸受 25 の反ピニオンギヤ側端部に配置されるシール部材 51 として、軸受シールと呼ばれるタイプが用いられる。

- 5 図 16 A, 図 16 B を参照して、各シール部材 50, 51 は、それぞれ環状芯金 52, 53 にゴムなどの弾性体 54, 55 を加硫接着してなる。弾性体 54, 55 に、内輪部材 13, 14 に対して所定の緊縛力を持つ状態で接触されるリップ部 56, 57 が形成されている。

- 10 シール部材 50 のリップ部 56 は、主としてギヤオイルの流入を阻止し、シール部材 51 のリップ部 57 は、主として軸受外部からの泥水や異物の侵入を阻止する機能を有する。

シール部材 50 は、リップ部 56 をバネリング 58 によって内輪部材 13 に対して強制的に押圧させることにより、密封性を可及的に高められ、これによってオイルが軸受内部に侵入することを確実に防止している。

- 15 シール部材 51 は、リップ部 57 の内径を内輪部材 14 の肩部外径よりも所定量小さく設定され、この寸法差によってリップ部 57 を弾性的に拡張した状態で内輪部材 14 に対して接触している。

- 20 軸受装置は 130℃～150℃にさらされる場合がある。このため、各シール部材 50, 51 の弾性体 54, 55 として、アクリルゴム、耐熱アクリルゴムなどが好適に用いられる。耐熱アクリルゴムは、エチレンおよびアクリル酸エステルが共重合体組成の主成分として結合されてなるエチレン-アクリルゴムである。

- 25 また、軸受装置の内部に封入されるグリース G として、耐熱性を考慮し、ジウレア系グリースまたはギヤオイルとの相性がよいエステル系グリースを用いることが好ましい。具体的に、例えば日本グリース株式会社製の商品名 KING 170 や、協同油脂株式会社製の商品名 マルテンプ S B-M と呼ばれるものが好適に用いられる。KING 170 は、基油をポリ α オレフィン鉱油、増ちょう剤をジウレアとしたもので、使用温度範囲は -30℃～150℃である。マルテンプ S B-M は、基油を合成炭化水素、増ちょう剤をジウレアとしたもの
30 で、使用温度範囲は -40℃～200℃である。

その他の構成は図 7 ないし図 1 3 の例と同一である。

このように構成されたピニオン軸支持用軸受装置においても、図 7 ないし図 1 3 の例と同様の効果が得られる。

- 5 グリース潤滑型としたことで、オイル潤滑型のようにディファレンシャルケース 2 内にオイル導入路やオイル還流路を形成する必要がなくなる。従って、ディファレンシャル装置 1 の小型化、軽量化を図ることができ、かつピニオン軸支持用軸受装置はディファレンシャル装置 1 におけるオイル中の異物の影響を受けないため、軸受寿命を向上させることができる。

- 10 グリース G が充填される密封空間は、複列玉軸受 1 0 ならびに単列玉軸受 2 5 の各内外輪間の環状空間に、複列玉軸受 1 0 と単列玉軸受 2 5 の間におけるフロントケース 3 とピニオン軸 7 の間の空間が加えられる。従って、複列玉軸受 2 5、単列玉軸受 1 0 を潤滑するためのグリース G の量を十分に確保することができる。

- 15 反ピニオンギヤ側の軸受として、タンデム型の複列アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受を用いてもよい。

本発明の他の変形例を図 1 7 および図 1 8 に示す。

本変形例では、ピニオン軸支持用軸受装置として、軸受ユニット 6 0 が用いられる。この軸受ユニット 6 0 でもって、ピニオン軸 7 をディファレンシャルケース 2 のフロントケース 3 に回転自在に支持させるようにしている。

- 20 軸受ユニット 6 0 は、ピニオンギヤ側のタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受である複列玉軸受 1 0 と、反ピニオンギヤ側の単列のアンギュラ玉軸受である単列玉軸受 2 5 とを有する。

- 25 複列玉軸受 1 0 は、外輪部材 6 1 と、内輪部材 1 3 と、各々保持器 1 9、2 0 にて保持された 2 列の玉列 1 5、1 6 とからなる。単列玉軸受 2 5 は、外輪部材 6 1 と、内輪部材 1 4 と、保持器 3 2 にて保持された玉列 2 8 とからなる。内輪部材 1 3 の外周面に、一対の内輪軌道面 1 3 a、1 3 b が形成され、内輪部材 1 4 の外周面に内輪軌道面 1 4 a が形成されている。外輪部材 6 1 の内周面に各内輪軌道面 1 3 a、1 3 b、1 4 a に径方向で対向する外輪軌道面 1 1 a、1 1 b、1 2 a が形成されている。両内輪部材 1 3、1 4 どちら
- 30 しは軸心方向に突合されている。

軸受ユニット 60 は、軸方向両側にシール部材 50, 51 を有する。これらシール部材 50, 51 で外輪部材 61、両内輪部材 13, 14 の間の環状空間内にグリース G が封入されている。

5 複列玉軸受 10 の玉列 15, 16 は、前記式①の関係を満たすように、アキシアル内部隙間を管理されている。単列玉軸受 25 の玉列 28 についても、例えば、複列玉軸受 10 の小径側玉列 16 と同等のアキシアル内部隙間に設定しておく。

ここにディファレンシャル装置 1 の組立て方法を説明する。軸受ユニット 60 は、製造段階で、内輪部材 13, 14、外輪部材 61、保持器 19, 20, 10 32 にて保持した玉列 15, 16, 28 を組み付けることで正確な予圧調整をされている。

軸受ユニット 60 は、内輪部材 13 をピニオン軸 7 の大径部に外嵌挿通し、内輪部材 14 を中径部に外嵌挿通させるようにして、ピニオン軸 7 にドライブシャフト側から組付けられる。次に、ピニオン軸 7 の小径部にコンパニオン
15 フランジ 43 をスプライン嵌合し、ピニオン軸 7 の軸部 9 のドライブシャフト側端部を径方向外向きに変形させて、これをコンパニオンフランジ 43 にかしめ付ける。この作業によって、軸部 9 にかしめ 91 が形成され、軸受ユニット 60 はピニオンギヤ 6 とコンパニオンフランジ 43 の胴部 44 にて挟み込まれ、予圧が付与される。

20 さらに、フロントケース 3 の外面に外輪部材 61 に形成されたフランジ 62 を当接し、フランジ 62 にボルト 64 を挿通して、これをフロントケース 3 に締結することで、軸受ユニット 60 はフロントケース 3 に固定される。

外輪部材 61 の外周部とフロントケース 3 の取付け用開口の内壁面の間に、ディファレンシャル装置 1 のオイルが漏洩するのを防止するためのパッキン
25 グ 63 が設けられている。

なお、その他の構成は図 7 ないし図 13 の例と同一である。

このように構成されたピニオン軸支持用軸受装置においても、図 15 ないし図 16 の例と同様の効果が得られる。

さらに、ピニオン軸 7 をディファレンシャルケース 2 に回転自在に支持する
30 軸受として、単一の外輪部材 61 を用いて構成される軸受ユニットを用いる

ので、予圧調整を軸受ユニット 60 の製造段階で正確に行うことができる。従って、ディファレンシャル装置 1 の組立時に予圧調整作業が不要となる。もって、ディファレンシャル装置 1 の組立工程数を削減でき、組立性が向上する。

- 本発明のさらに他の変形例を図 19 に示す。図 19 は、本変形例におけるディファレンシャル装置 1 のピニオン軸支持用軸受装置の断面図を示している。

本変形例は、軸受ユニット 60 の反ピニオンギヤ側の単列玉軸受 25 の内輪部材として、コンパニオンフランジ 43 の胴部 44 を用いている。

- すなわち、コンパニオンフランジ 43 の胴部 44 の外周面に内輪軌道面 14a が形成されている。これによって、単列玉軸受 25 はコンパニオンフランジ 43, 外輪部材 61, 保持器 32 にて保持した玉列 28 にて構成されている。

複列玉軸受 10 の玉列 15, 16 は、前記式①の関係を満たすように、アキシアル内部隙間の管理されている。また、単列玉軸受 25 の玉列 28 についても、例えば、複列玉軸受 10 の小径側玉列 16 と同等のアキシアル内部隙間に設定しておく。

- 軸受ユニット 60 の組付けは、ドライブシャフト側から内輪部材 13 をピニオン軸 7 に圧入すると共に、コンパニオンフランジ 43 をピニオン軸 7 にスプライン嵌合し、ピニオン軸 7 のドライブシャフト側端部にナット 49 を締結し軸受ユニット 60 に予圧をする。

- このようにして組立てられた軸受ユニット 60 を、フロントケース 3 の外面に、外輪部材 61 に形成したフランジ 62 を当接し、フランジ 62 にボルト 64 を挿通しフロントケース 3 に締結することで、軸受ユニット 60 を固定する。

なお、その他の構成は、図 17 および図 18 に示した例と同様である。

このように構成されたピニオン軸支持用軸受装置においても、図 17 および図 18 の例と同様の効果が得られる。

- 本変形例では、単列玉軸受 25 の内輪部材として、コンパニオンフランジ 43 の胴部 44 を用いたので、従来のディファレンシャル装置に比べて部品点数を削減でき、製造コストの低減を図ることができる。

本発明のさらに他の変形例を図 20 に示す。

- 図 20 は、本変形例におけるディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受装置の断面図を示している。

本変形例は、軸受ユニット60の反ピニオンギヤ側の単列玉軸受25の内輪部材として、コンパニオンフランジ43の胴部44を用いるとともに、ピニオンギヤ側の複列玉軸受10の内輪部材としてをピニオン軸7の軸部9を用いている。

- 5 コンパニオンフランジ43の胴部44の外周面に内輪軌道面14aが形成されている。単列玉軸受25は、コンパニオンフランジ43，外輪部材61，保持器32にて保持した玉列28にて構成されている。

- ピニオン軸7の軸部9の外周面に、ピニオンギヤ側が大径となる、軸方向に離隔した一対の内輪軌道面13a，13bが形成されている。複列転がり
10 軸受10は、ピニオン軸7，外輪部材61，保持器19，20にて保持した玉列15，16にて構成されている。

- 複列玉軸受10は、前記式①の関係を満たすように、アキシアル内部隙間の管理されている。また、単列玉軸受25の玉列28についても、例えば、複列玉軸受10の小径側玉列16側と同等のアキシアル内部隙間に設定して
15 おく。

軸受ユニット60の組付けは、ドライブシャフト側から玉列15，16をピニオン軸7の内輪軌道面13a，13bに装着すると共に、コンパニオンフランジ43をピニオン軸7にスプライン嵌合し、ピニオン軸7のドライブシャフト側端部にナット49を締結し予圧を付与して固定する。

- 20 さらに、フロントケース3の外面に外輪部材61のフランジ62を当接し、フランジ62にボルト64を挿通しフロントケース3に締結する。

なお、その他の構成は、図17および図18に示した例と同様である。

このように構成されたピニオン軸支持用軸受装置においても、図17および図18の例と同様の効果が得られる。

- 25 さらに、単列玉軸受25の内輪を、コンパニオンフランジ43に一体形成すると共に、複列玉軸受10の内輪をピニオン軸7に一体形成したので、部品点数を削減でき、よりいっそう製造コストの低減を図ることができる。

- 上記実施の形態のピニオン軸支持用軸受装置によると、ピニオンギヤ側の複列アンギュラ玉軸受において、ピニオンギヤ側に配置される玉列と、反ピ
30 ニオンギヤ側に配置される玉列にて荷重支持の分担がなされ、各玉列の寿命

が平均化され、複列玉軸受全体のシステム寿命が延びるという効果が得られる。

産業上の利用可能性

- 5 本発明の複列転がり軸受は、例えば車両に搭載されるディファレンシャル装置等に適用することができる。

請求の範囲

1. 軸方向一端側にピニオンギヤを有するピニオン軸を回転自在に支持する複列玉軸受において、

- 5 互いに軸方向に離隔して配置される大径軌道面と小径軌道面とを有する外輪部材と、
前記大径軌道面と小径軌道面それぞれの径方向内方に対応するよう互いに軸方向に
離隔して配置される大径軌道面と小径軌道面とを有する内輪部材と、
前記両大径軌道面間に介装される大径側玉列と、
前記両小径軌道面間に介装される小径側玉列と、
10 を含み、

前記ピニオン軸の荷重負荷時に、前記両玉列のうち反ピニオンギヤ側の玉列がピニオンギヤ側の玉列よりも先に荷重を負担するよう、両大径軌道面側および両小径軌道面側の内部隙間が互いに対して異なった大きさに設定されている、複列玉軸受。

2. 請求項1に記載の複列玉軸受において、

- 15 前記反ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間が、前記ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間に比べて小さく設定されている、複列玉軸受。

3. 請求項1に記載の複列玉軸受において、

前記反ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間が、前記ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間に比べて小さく設定されている、複列玉軸受。

- 20 4. 請求項1に記載の複列玉軸受において、

前記ピニオンギヤ側玉列と前記反ピニオンギヤ側玉列それぞれを構成する玉の径は互いに実質等しく設定されることで、前記ピニオンギヤ側玉列のピッチ円直径が、前記反ピニオンギヤ側玉列のピッチ円直径より大きく設定されている、複列玉軸受。

5. 軸方向一端側にピニオンギヤを有するピニオン軸を、前記ピニオンギヤ側
25 と反ピニオンギヤ側それぞれの所定箇所で回転自在に支持する複数の転がり軸受を含むピニオン軸支持用軸受装置であって、

少なくとも前記ピニオンギヤ側の転がり軸受は、互いに軸方向に離隔した大径軌道面および小径軌道面を有する外輪部材と、互いに軸方向に離隔した大径軌道面および小径軌道面を有する内輪部材と、前記外輪部材の各軌道面
30 と前記内輪部材の各軌道面との間にそれぞれ介装される大径側玉列および小

径側玉列とを含む複列玉軸受とされ、

前記複列玉軸受は、前記ピニオン軸の荷重負荷時に、前記両玉列のうち反ピニオンギヤ側の玉列がピニオンギヤ側の玉列よりも先に荷重を負担するよう、両大径軌道面側および両小径軌道面側の内部隙間が互いに対して異なった大きさに設定されている、

5 前記ピニオン軸支持用軸受装置。

6. 請求項5に記載のピニオン軸支持用軸受装置において、

前記大径側玉列が前記ピニオンギヤ側に、また、前記小径側玉列が前記反ピニオンギヤ側に配置され、

10 前記反ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間が、前記ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間に比べて小さく設定されている、ピニオン軸支持用軸受装置。

7. 請求項5に記載のピニオン軸支持用軸受装置において、

前記大径側玉列が前記ピニオンギヤ側に、また、前記小径側玉列が前記反ピニオンギヤ側に配置され、

15 前記反ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間が、前記ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間に比べて小さく設定されている、ピニオン軸支持用軸受装置。

8. 軸方向一端側にピニオンギヤを有するピニオン軸を、前記ピニオンギヤ側と反ピニオンギヤ側それぞれの所定箇所で回転自在に支持する複数の転がり軸受を含むピニオン軸支持用軸受装置であって、

20 前記ピニオン側の転がり軸受は、互いに軸方向に離隔した大径軌道面および小径軌道面を有する外輪部材と、互いに軸方向に離隔した大径軌道面および小径軌道面を有する内輪部材と、前記外輪部材の各軌道面と前記内輪部材の各軌道面との間にそれぞれ介装される大径側玉列および小径側玉列とを含む複列玉軸受とされ、

25 前記反ピニオンギヤ側の転がり軸受は、外輪部材と、内輪部材と、前記外輪部材に形成された外輪軌道面と前記内輪部材に形成された内輪軌道面との間に配置される単列の玉とを含む単列玉軸受とされ、

前記ピニオン軸の荷重負荷時に、前記複列玉軸受の両玉列のうち反ピニオンギヤ側の玉列がピニオンギヤ側の玉列よりも先に荷重を負担するよう、前記反ピニオンギヤ側の内部隙間が、前記ピニオンギヤ側の内部隙間に比べて小さく設定され、

30 前記単列玉軸受の内部隙間は、前記複列玉軸受における反ピニオン側の内

部隙間に実質的に等しく設定されている、ピニオン軸支持用軸受装置。

9. 請求項8に記載のピニオン軸支持用軸受装置において、

前記複列玉軸受における反ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間が、前記ピニオンギヤ側のラジアル内部隙間に比べて小さく設定され、

- 5 前記単列玉軸受のラジアル内部隙間が、前記複列玉軸受の反ピニオン側のラジアル内部隙間に実質的に等しく設定されている、ピニオン軸支持用軸受装置。

10. 請求項8に記載のピニオン軸支持用軸受装置において、

前記複列玉軸受における反ピニオンギヤ側のアキシアル内部隙間が、前記ピニオン

- 10 ギヤ側のアキシアル内部隙間に比べて小さく設定され、

前記単列玉軸受のアキシアル内部隙間が、前記複列玉軸受の反ピニオン側のアキシアル内部隙間に実質的に等しく設定されている、ピニオン軸支持用軸受装置。

FIG. 2

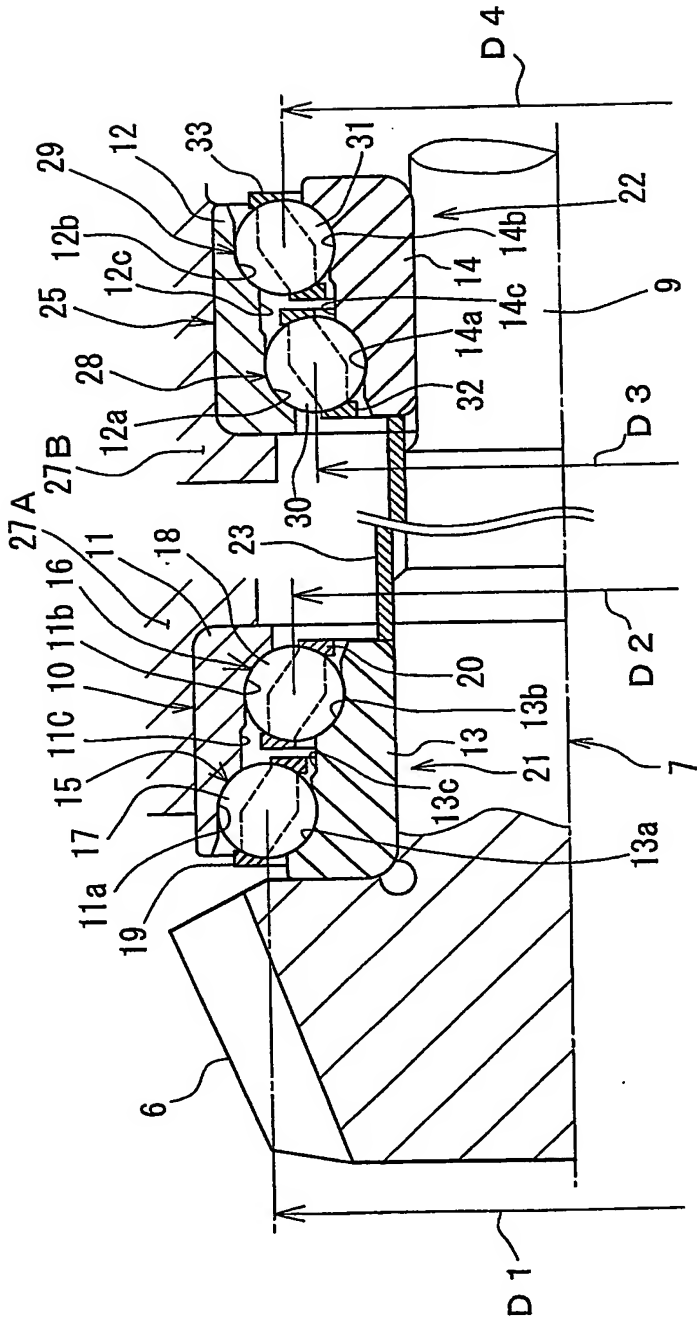


FIG. 3

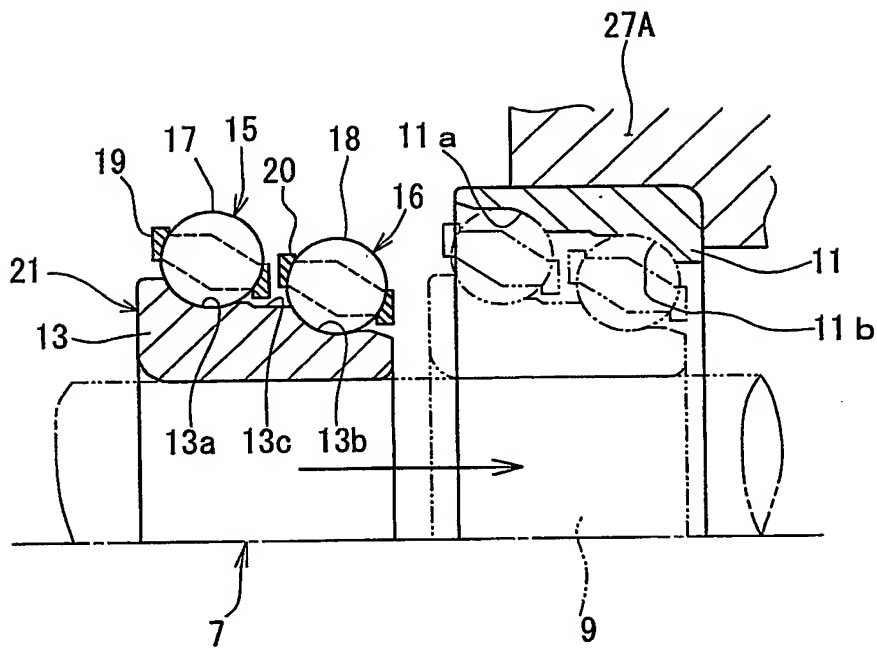


FIG. 4

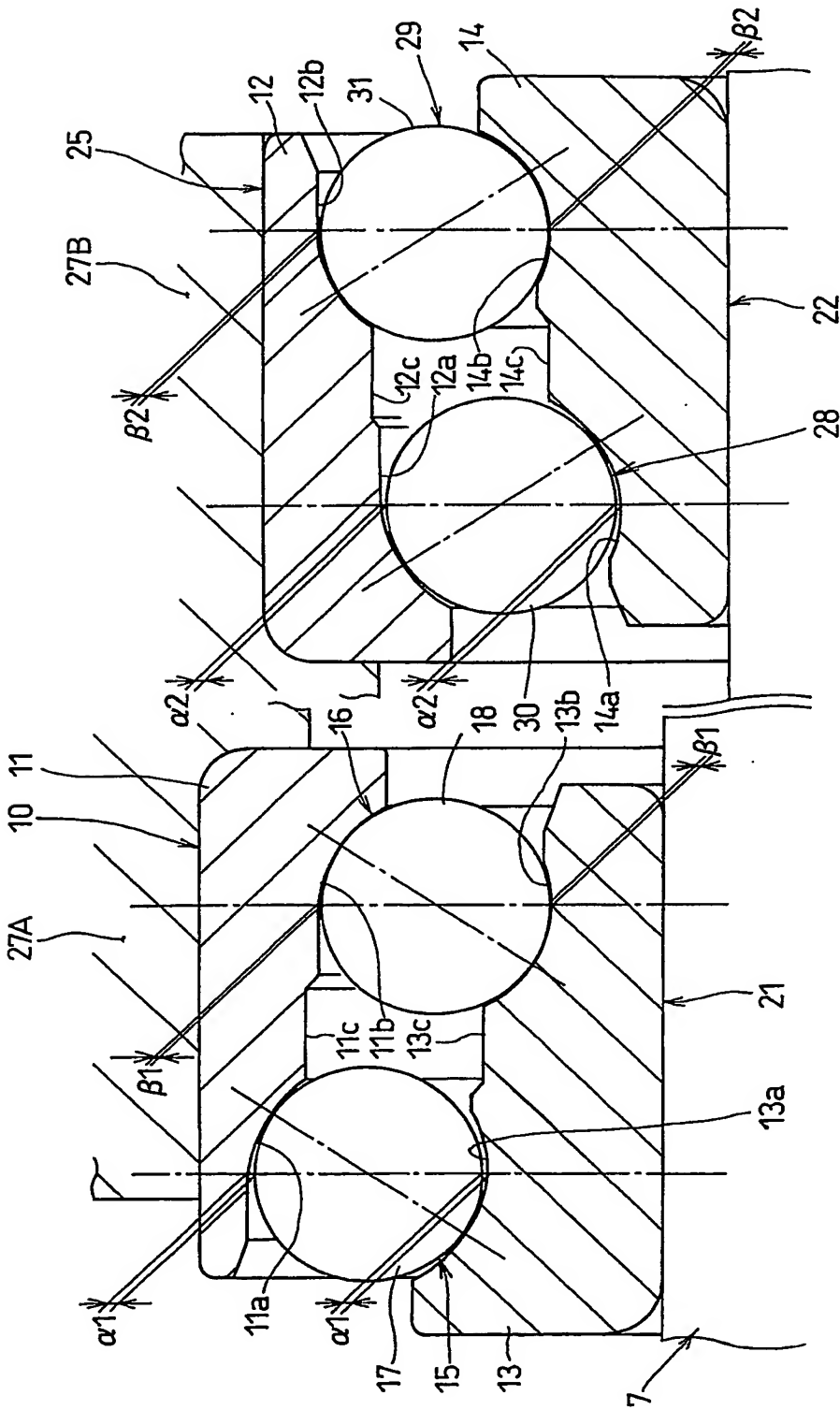


FIG. 5

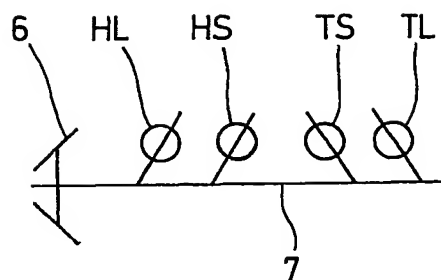


FIG. 6

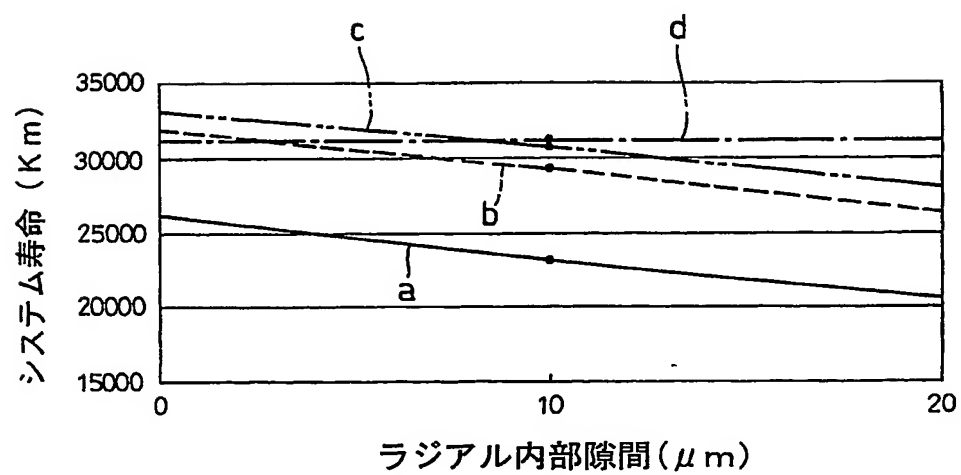
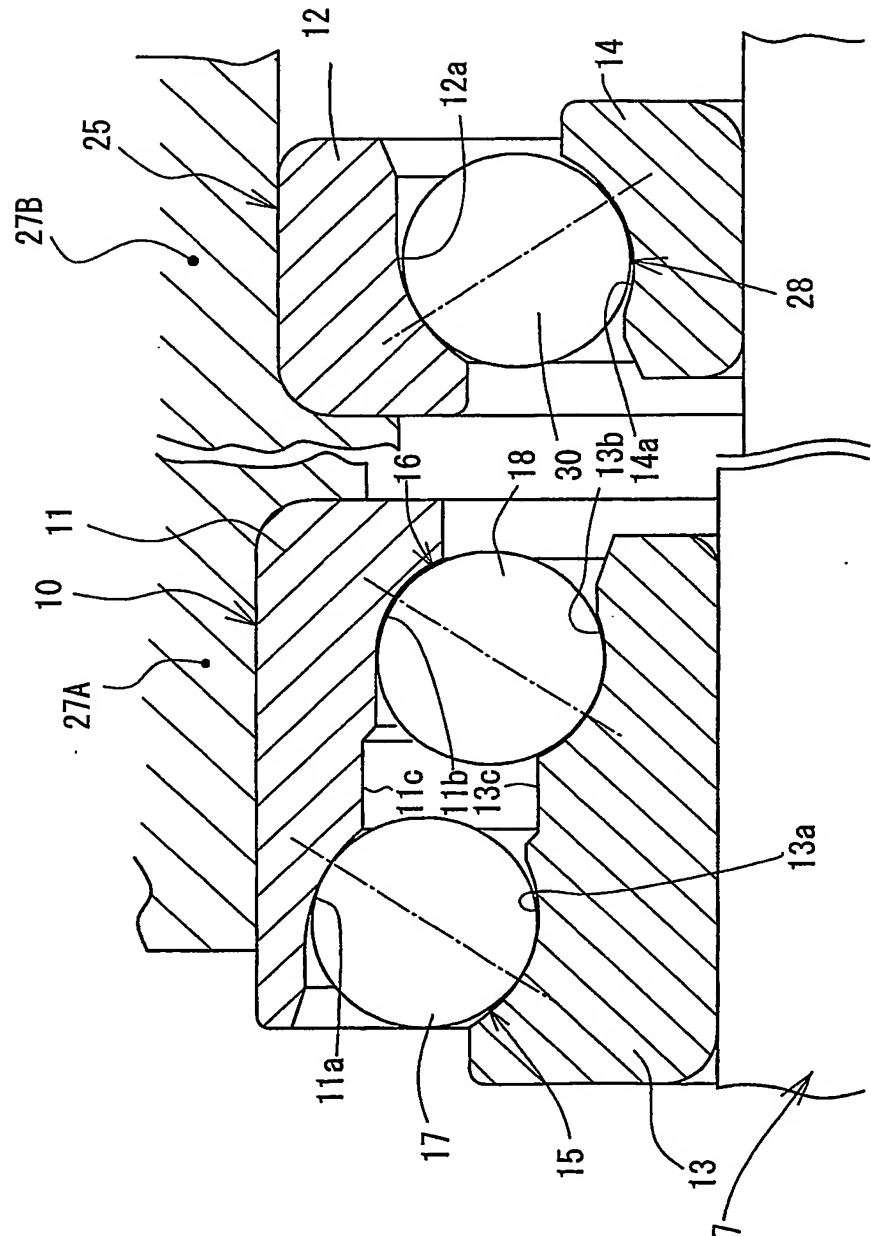
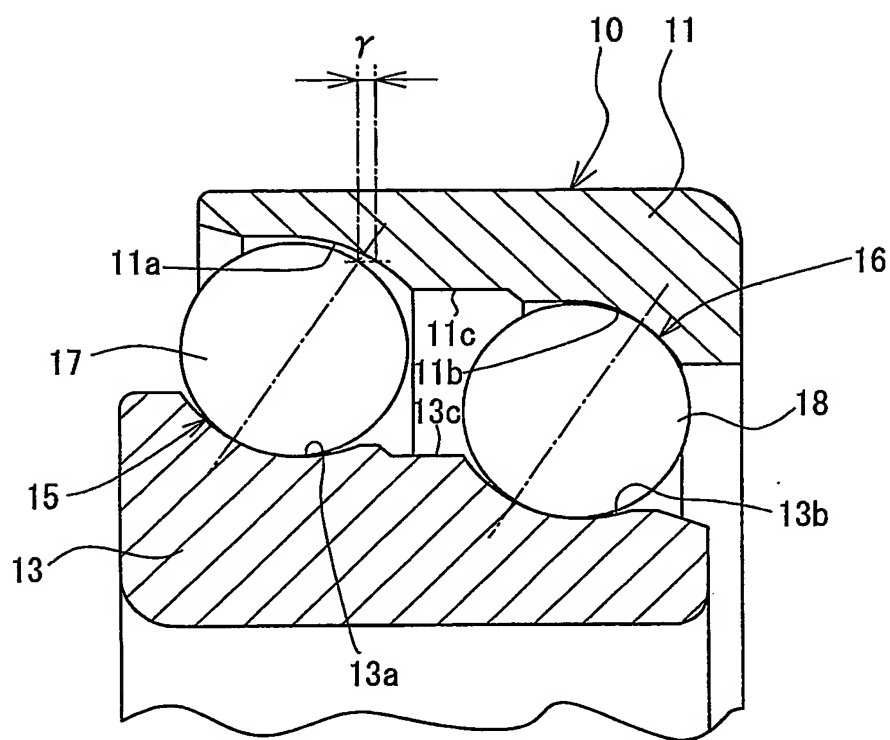


FIG. 9



F I G. 10



F I G. 11

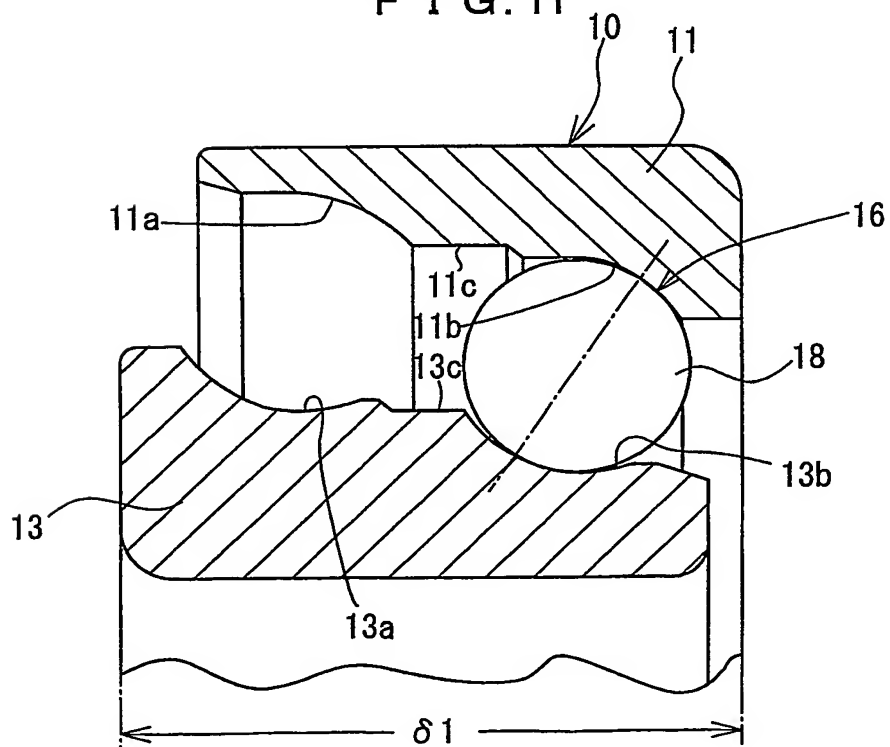


FIG. 12

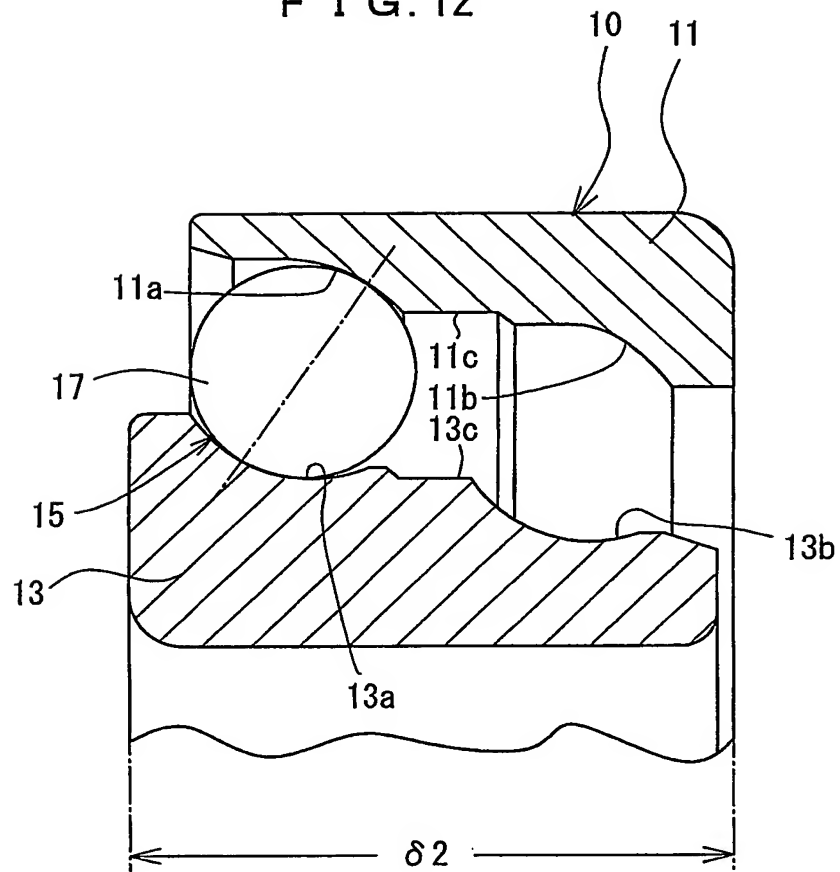


FIG. 13

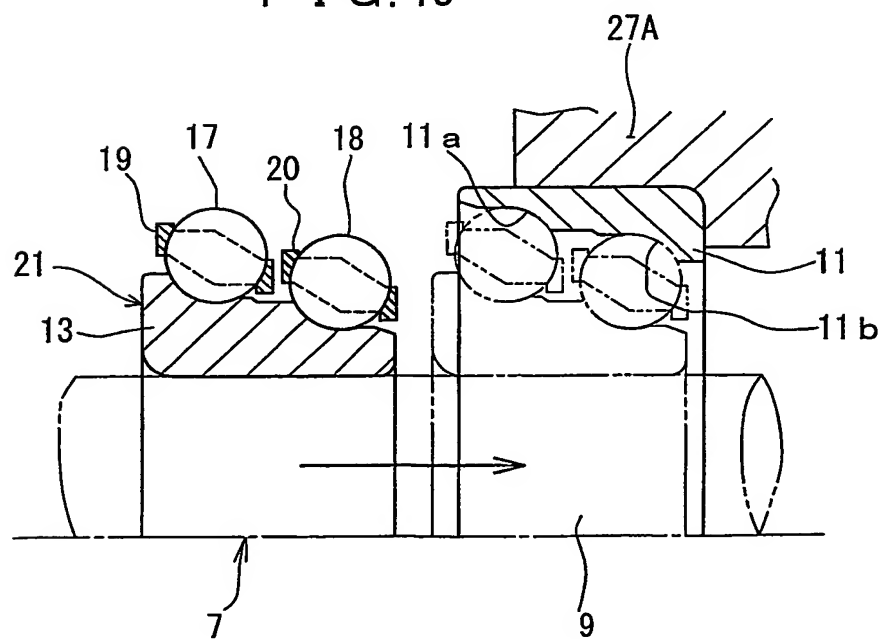
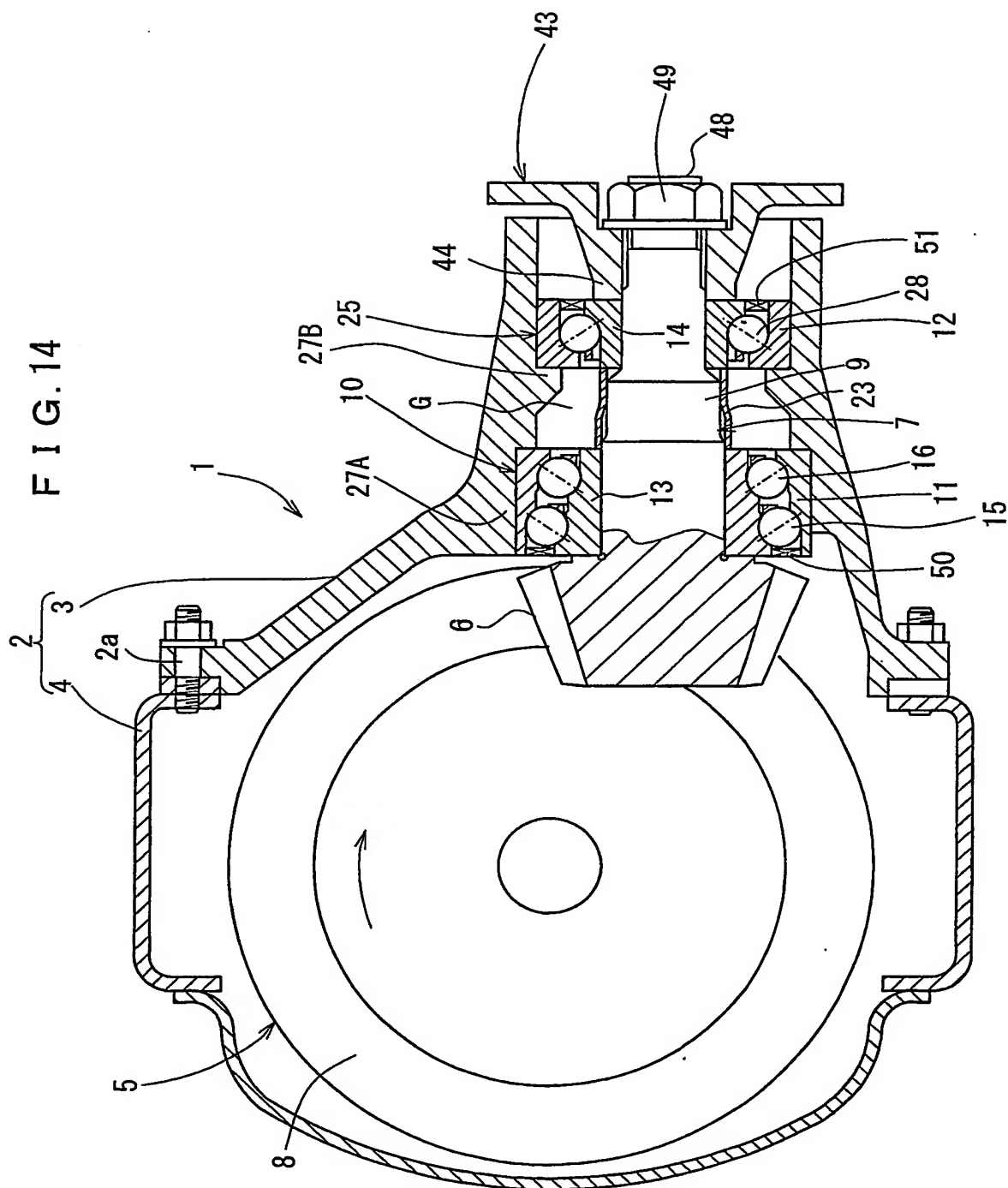


FIG. 14



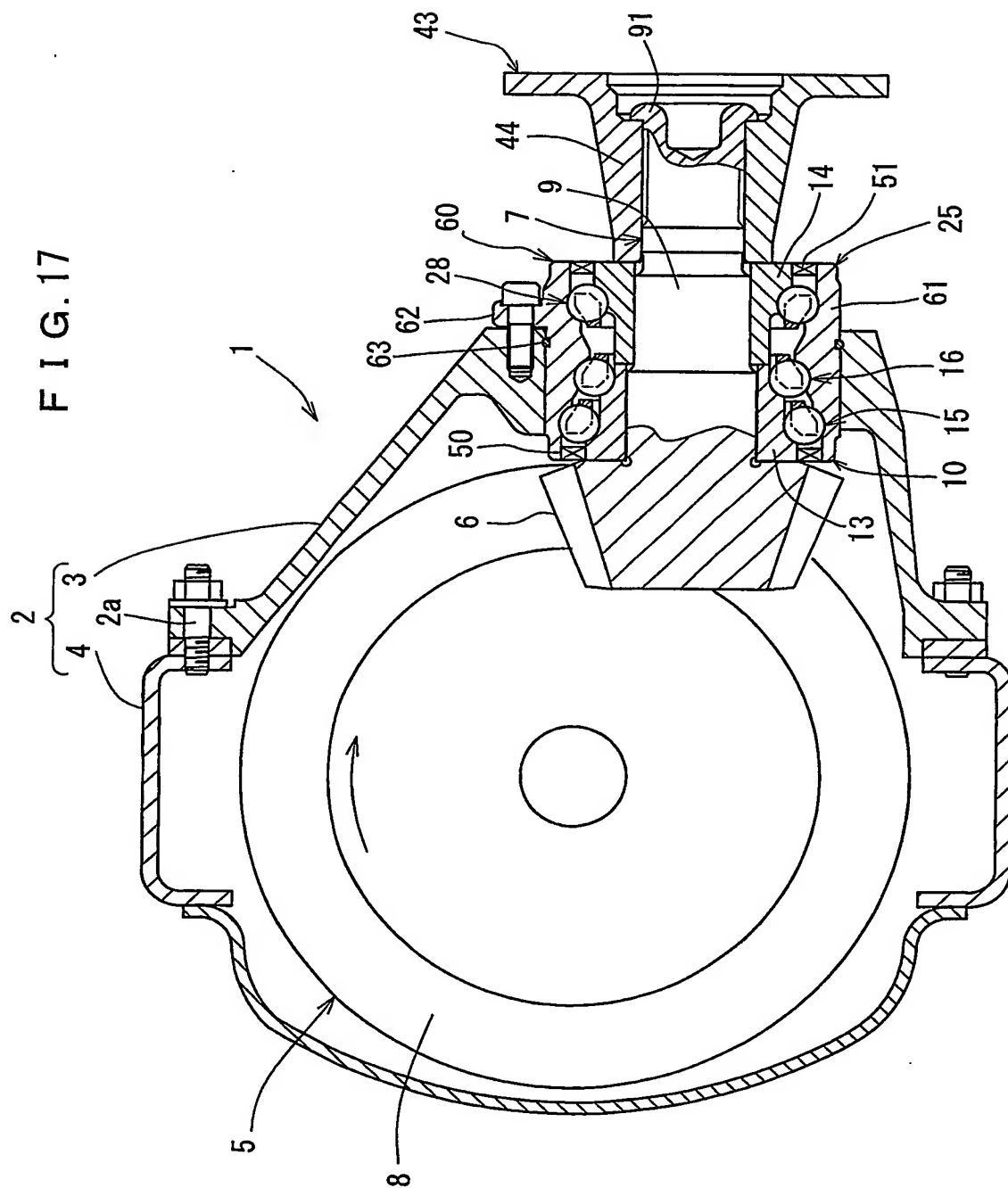
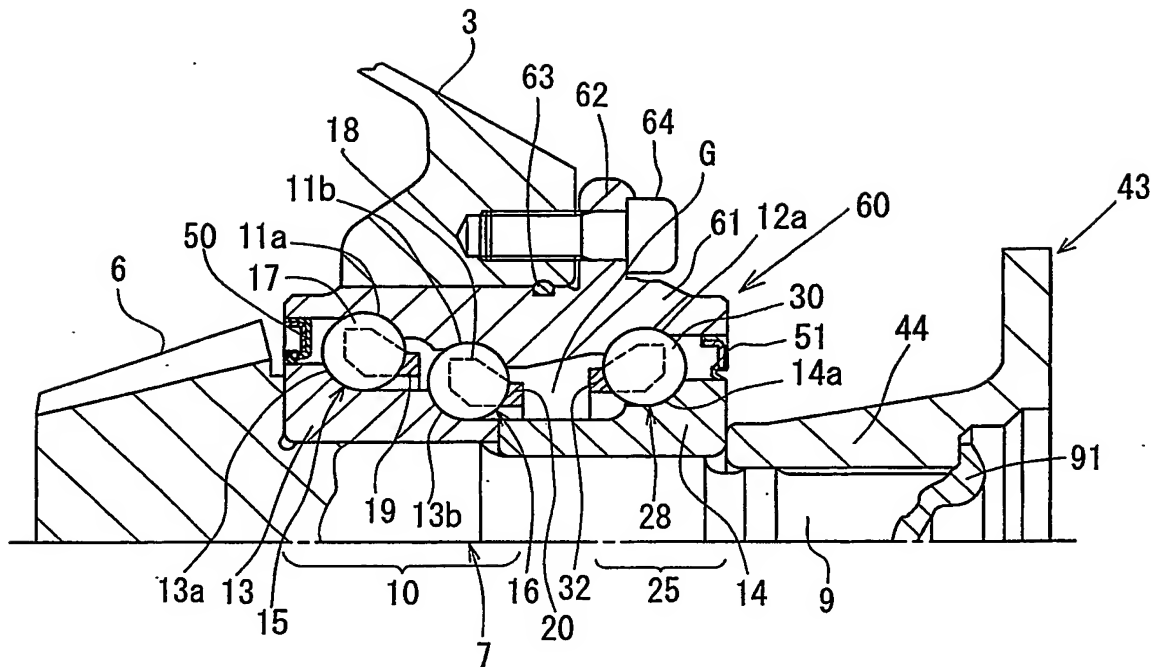
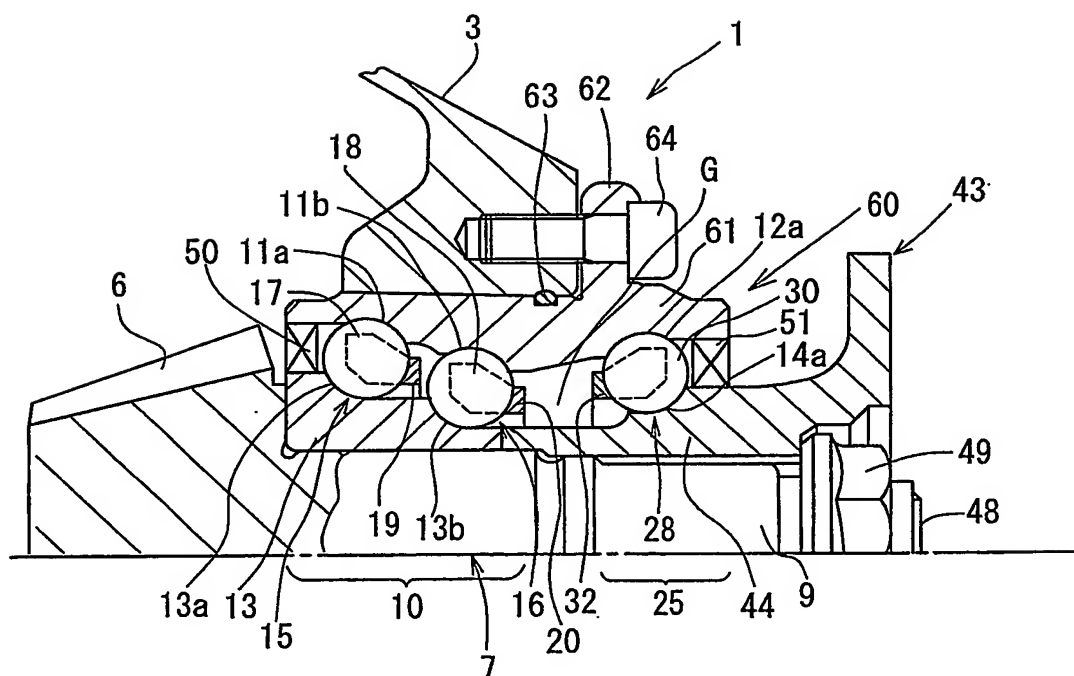


FIG. 18



F I G. 19



F I G. 20

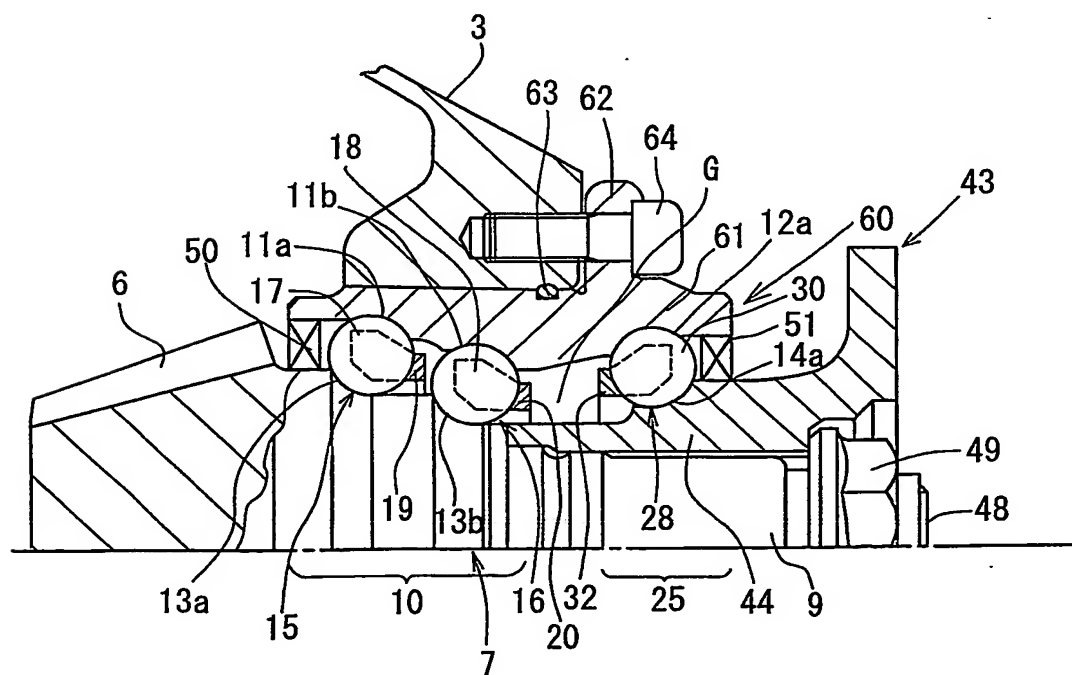
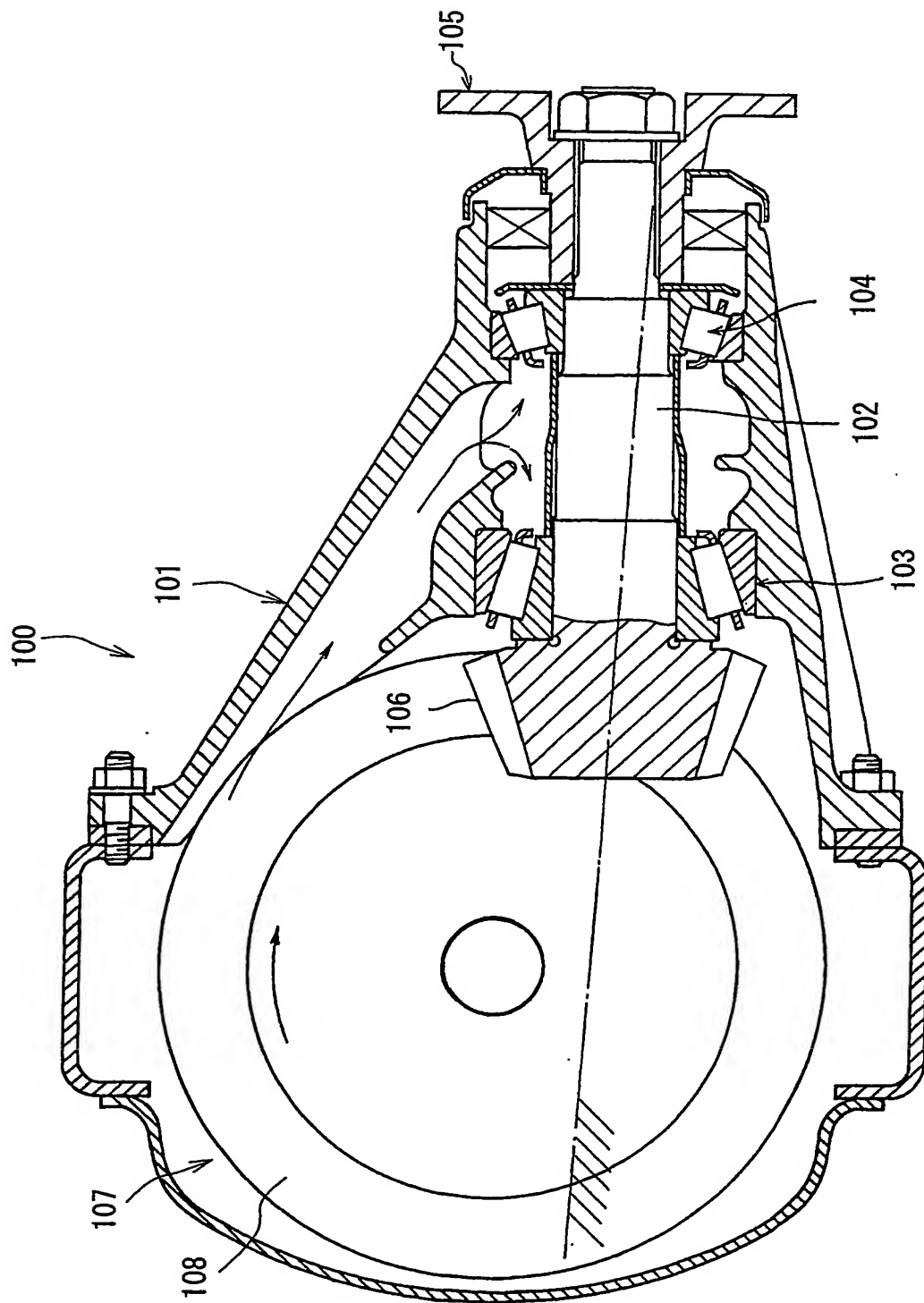


FIG.21 PRIOR ART



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/04907

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16C19/18, 19/54, F16H1/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16C19/18, 19/38, 19/54, F16H1/04

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 19839481 A1 (INA Walzlager Schaeffler oHG), 02 March, 2000 (02.03.00), & EP 1105662 B1 & WO 00/12916 A1 & JP 2002-523710 A & CN 1105251 B	1-10
A	CD-ROM of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 13666/1992 (Laid-open No. 66327/1993) (Nachi-Fujikoshi Corp.), 03 September, 1993 (03.09.93), (Family: none)	1-10
A	WO 93/17251 A1 (INA WALZLAGER SCHAEFFLER KG.), 02 September, 1993 (02.09.93), & DE 92002230 U1 & EP 627049 B1 & JP 7-504018 A	1-10

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not
 considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing
 date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is
 cited to establish the publication date of another citation or other
 special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other
 means
 "P" document published prior to the international filing date but later
 than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or
 priority date and not in conflict with the application but cited to
 understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be
 considered novel or cannot be considered to involve an inventive
 step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be
 considered to involve an inventive step when the document is
 combined with one or more other such documents, such
 combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
 22 July, 2003 (22.07.03)

Date of mailing of the international search report
 05 August, 2003 (05.08.03)

Name and mailing address of the ISA/
 Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. ⁷ F16C19/18, 19/54, F16H1/04

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. ⁷ F16C19/18, 19/38, 19/54, F16H1/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2003年

日本国登録実用新案公報 1994-2003年

日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	DE 19839481 A1 (INA Walzlager Schaeffler oHG) 2000.03.02 & EP 1105662 B1 & WO 00/12916 A1 & JP 2002-52 3710 A & CN 1105251 B	1-10
A	日本国実用新案登録出願4-13666号 (日本国実用新案登録出 願公開5-66327号) の願書に添付した明細書及び図面の内容 を記録したCD-ROM (株式会社不二越) 1993.09.0 3 (ファミリーなし)	1-10

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

22.07.03

国際調査報告の発送日

05.08.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤村 泰智

電話番号 03-3581-1101 内線 3326

3J

9247



C (続き). 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	WO 93/17251 A1 (INA WALZLAGER SCHAEFFLER KG) 1993. 09. 02 & DE 92002230 U1 & EP 627049 B1 & JP 7-504018 A	1-10